

Ссылка на статью

// Машины и Установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.

МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Электрон. журн. 2016. № 02. С. 38–50

DOI: [10.7463/aplts.0216.0838950](https://doi.org/10.7463/aplts.0216.0838950)

Представлена в редакцию: 06.03.2016

Исправлена: 20.03.2016

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 629.78.08

Рекуперация тепловой энергии в компрессорных станциях на базе компрессорных центробежных установок

Шадрин В. С.^{1,*}, Козлов В. В.¹

*shadrin@enecon.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Проведен анализ процесса компримирования воздуха с точки зрения преобразования энергии привода компрессора в тепловую энергию. Выполнена оценка температурного уровня избыточной тепловой энергии, как оценка потенциала для поиска путей рекуперации выделяемой тепловой энергии. Рассмотрены принципиальные схемы рекуперации тепловой энергии для решения внутренних технологических задач компрессорной установки: *Подогрев приточного воздуха на сжатие при эксплуатации компрессорной станции в зимних условиях. *Использование тепла сжатия для регенерации адсорбента в адсорбционном осушителе сжатого воздуха.

Ключевые слова: теплообменник, сжатый воздух, подогрев, теплообмен, схемы, турбокомпрессор, охлаждение

1. Введение

Актуальность темы рекуперации энергии, затрачиваемой на компримирование газов, очевидна. Почти 100% потребляемой компрессорными станциями всего мира электроэнергии трансформируется в тепловую энергию, которая вносит немалую лепту во всемирное потепление.

Нельзя считать, что рекуперация энергии в компрессорной технике никогда не исследовалась. Но практическому воплощению, по крайней мере в нашей стране, не уделялось должного внимания.

Представленный в настоящей работе анализ имеет целью наметить основные векторы поиска технологических решений, снижающих отрицательное воздействие тепловыделений компрессорных станций на окружающую среду и создающих потенциал для повторного использования затрачиваемой энергии, её рекуперации.

2. Количество выделяемого тепла турбокомпрессором

Количество теплоты, выделяемое компрессорной станцией, зависит, главным образом, от производительности компрессора и конечного давления - давления нагнетания сжимаемого газа.

На рис. 1 представлена диаграмма областей применения различных типов компрессорных машин по производительности и давлению нагнетания. (I)

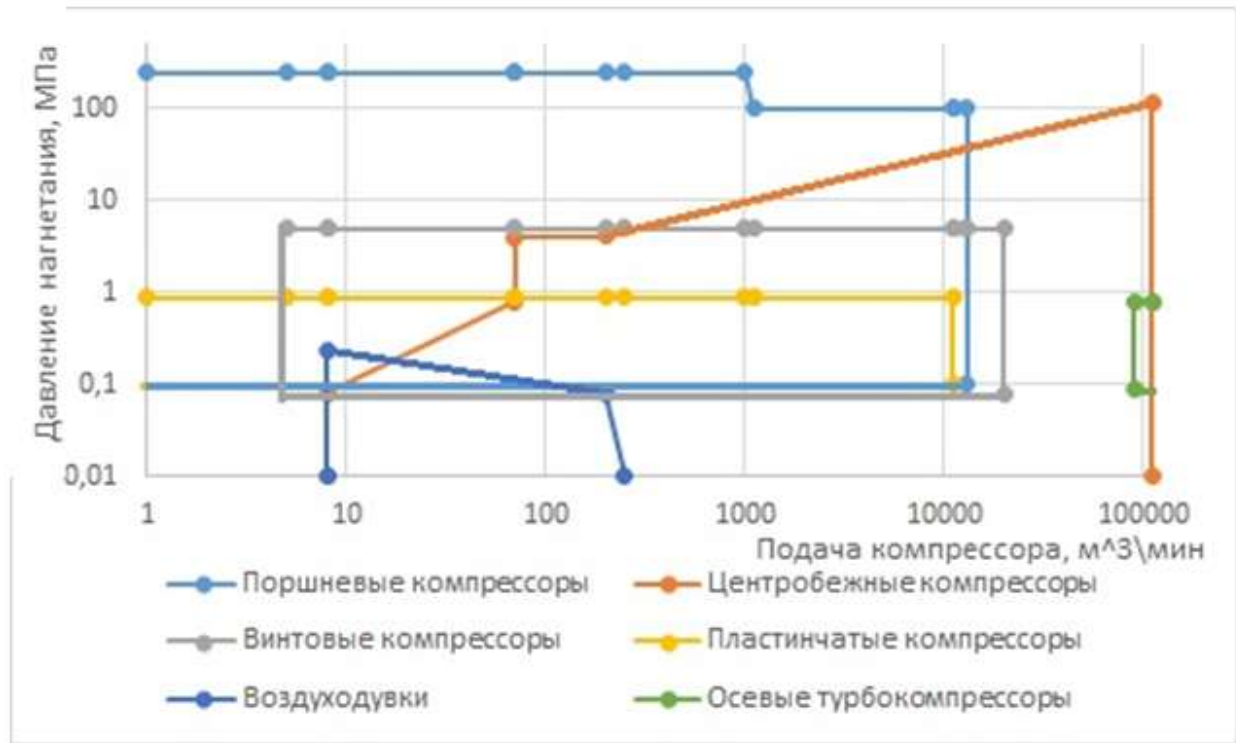


Рис.1. Области применения компрессорных машин в зависимости от давления нагнетания и производительности.

Как следует из представленной диаграмме наибольшим потенциалом с точки зрения поставленной цели обладают центробежные компрессоры.

Центробежные компрессорные машины в отличие от поршневых и винтовых рассчитаны на высокую производительность (см. рис.1).

Согласно законам технической термодинамики сжатие газа сопровождается повышением его температуры. Конечную температуру можно определить согласно известному соотношению из технической термодинамики (II):

$$T_k = T_1 * \left(\frac{P_k}{P}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (1)$$

где T_1 и T_k – начальная и конечная температура газа соответственно; P , P_k – начальное и конечное давление газа; n – показатель политропы – показатель процесса в уравнении политропического сжатия газа.

Для сжатия при отсутствии внешнего теплообмена показатель политропы связан с показателем изэнтропы k и политропным КПД:

$$\frac{n}{n-1} = \eta * \frac{k}{k-1} \quad (2)$$

Показатель зависит от рода газа. Для оценочных расчетов примем его постоянным во всем интервале температур. Политропный КПД в свою очередь однозначно связан с объемным расходом на входе. Влияние на КПД оказывают так же значения критерий подобия – сжимаемость и вязкость воздуха. Данная величина задается конструкторами компрессоров и является мерой совершенства компрессора. Обычно служит для сравнения разных компрессоров.

Рассмотрим какой тепловой уровень возможен при различном повышении давления газа в ступени.

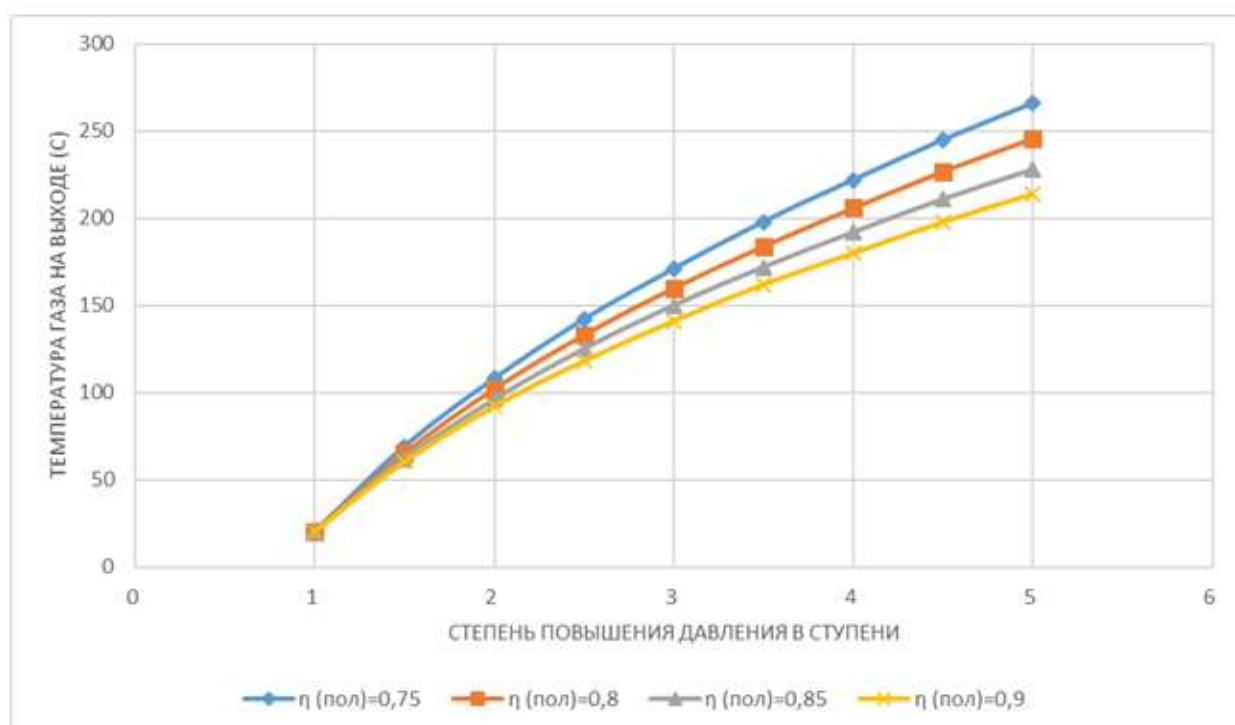


Рис.2. Зависимости температуры после ступени ЦКМ в зависимости от политропного КПД ступени и степени сжатия газа в одной ступени при температуре газа на входе в ступень $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Из рис. 2 видно, что температура воздуха после сжатия в одной ступени компрессора может достигать значения $250\text{ }^{\circ}\text{C}$. Количество тепла, которое выделяется при сжатого газа теплообменными аппаратами можно оценить по следующей зависимости:

$$Q = G * \Delta h \quad (3)$$

где Q - тепловая нагрузка на теплообменник (тепловая мощность) [кВт]; G - массовый расход сжатого воздуха [кг/сек]; Δh - разница энтальпии сжатого воздуха на входе и на выходе из теплообменника [кДж/кг].

Энтальпию удобно рассчитывать зная теплоёмкость при постоянном давлении $C_p(T)$ (термохимический закон Киргофа). В нашем расчете примем C_p постоянной.

$$\Delta h = C_p(T) * \Delta T \quad (4)$$

где $Cp(T)$ – теплоемкость воздуха при атмосферном давлении и $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ΔT – разница температур до и после сжатия в ступени.

$$\Delta T = (T_k - T_1) = T_1 * (\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1) \quad (5)$$

где T_1, T_k – температура на всасывании и на нагнетании соответственно, π – степень повышения давления в ступени, n – показатель политропы.

Подставим найденные значения (4) и (5) в уравнение расчета количества тепла (2):

$$Q = G * \Delta h = G * Cp(T) * \Delta T = G * Cp(T) * T_1 * (\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1) \quad (6)$$

Q – тепловая мощность, которая отводится от сжатого газа в компрессорной установке [кВт].

По данной зависимости возможно определение количества полученного тепла от компрессорной установки по заданным параметрам производительности и повышения давления еще на стадии проектирования компрессорной станции.

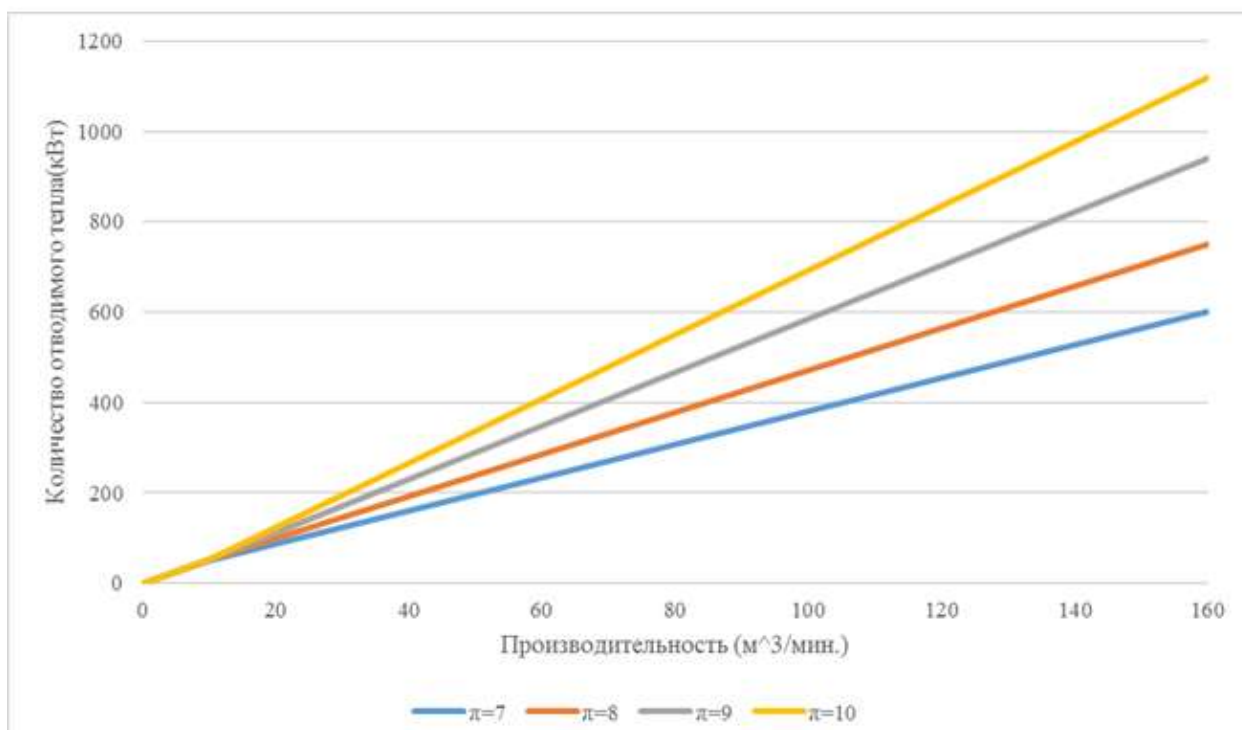


Рис. 3. Количества выделяемого тепла от параметров производительности двухступенчатой ЦКМ для различных степеней повышения давления, при полном охлаждении воздуха в промежуточном и конечном теплообменнике, $\eta_{\text{пол}} = 0,85$ и температуре воздуха на всасывании $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Данные рис. 2 позволяет оценить температурный уровень сжатого газа перед охлаждающим теплообменником, а рис. 3 и уравнение (6) потенциальное количество полученного тепла. Однако следует помнить, что количество отводимого тепла, а также его температурный уровень зависит от температуры всасывания воздуха в компрессорную установку, а также от температуры недоохлаждения в межступенчатом теплообменнике.

При рассмотрении различной технической литературы было выявлено, что большая часть энергии используемая компрессорной установкой выделяется в виде тепла. Часть

затрачиваемой энергии тратится на сжатие газа. Механические потери и потери на излучение в целом не значительны.

Процентное соотношение можно увидеть на диаграмме Рис.4



Рис.4 Распределение затрачиваемой энергии в компрессоре.

3. Описание системы охлаждения компрессорной станции

Таким образом компрессорные станции, имея высокий потенциал тепловой энергии, компримировании воздуха или газа, имеет возможность обеспечить теплом собственные технологические задачи, связанные с обслуживанием оборудования.

К таким технологическим задачам относятся:

- Подогрев приточного воздуха на сжатие при эксплуатации компрессорной станции в зимних условиях.
- Использование теплоты сжатия для регенерации адсорбционного осушителя сжатого воздуха.

Рассмотрим первую задачу:

Проблема поддержания температуры воздуха на всасываемом участке компрессоров возникла в результате унификации мировыми производителями компрессорного оборудования для разных климатических зон. Как следствие, такие компрессоры производимые или поставляемые в Россию имеют ограничения по температуре всасывания:

- Для винтовых компрессоров - 0 C
- Для центробежных компрессоров – 25 C

Доля тепловой энергии сжатия, которая может быть использована на подогрев приточного воздуха, представлены на диаграммах (Рис. 5) для винтовых и центробежных компрессоров.



Рис. 5 Распределение тепловой энергии сжатия в винтовых и центробежных компрессорах.

Представленная оценка проведена для значительно низкой наружной температуры – 50 С, что характерно для условий крайнего севера. В средних широтах страны проблема остается, но её величина снижается в среднем на 50 %.

Доля тепловой энергии, рекуперация которой позволяет обеспечить заданную температуру воздуха на сжатие, определяется следующим образом:

$$\mu_{\text{вс}} = C_p * G_k * (t_{\text{вс}} - t_{\text{нар}}) / Q_E$$

где $\mu_{\text{вс}}$ - доля тепловой мощности, передаваемая на подогрев.

G_k – производительность компрессорной станции.

$t_{\text{вс}}$ – температура воздуха на всасывании компрессора.

$t_{\text{нар}}$ – температура наружного воздуха.

Q_E – суммарное тепловыделение компрессорной станции.

В случае воздушного охлаждения компрессоров рекуперация с целью подогрева приточного воздуха может быть реализована с помощью смесительных теплообменников (Рис. 6)

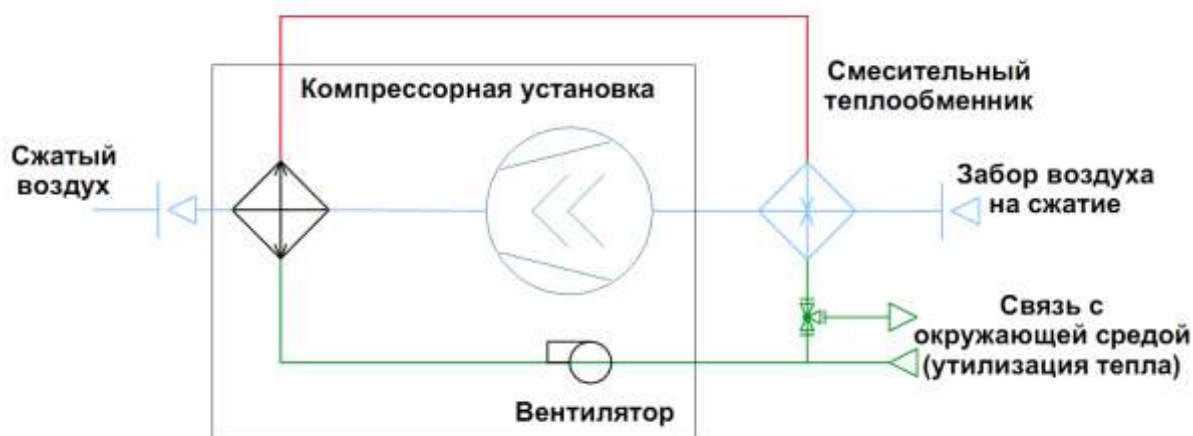


Рис. 6 Принципиальная схема воздушного охлаждения.

Регулирование и поддержание оптимальной температуры $t_{вс}$ осуществляется управляющим клапаном. Максимальная тепловая мощность компрессоров с воздушным охлаждением не превышает 200 – 250 кВт. Для более мощных компрессоров как правило применяется жидкостное охлаждение теплообменного оборудования (межступенчатые и концевые охладители). Центробежные компрессорные установки в большинстве своем имеют жидкостные системы охлаждения.

Принципиальная схема жидкостной системы охлаждения с рекуперацией тепловой энергии с целью подогрева приточного воздуха на сжатие представлена на Рис. 7

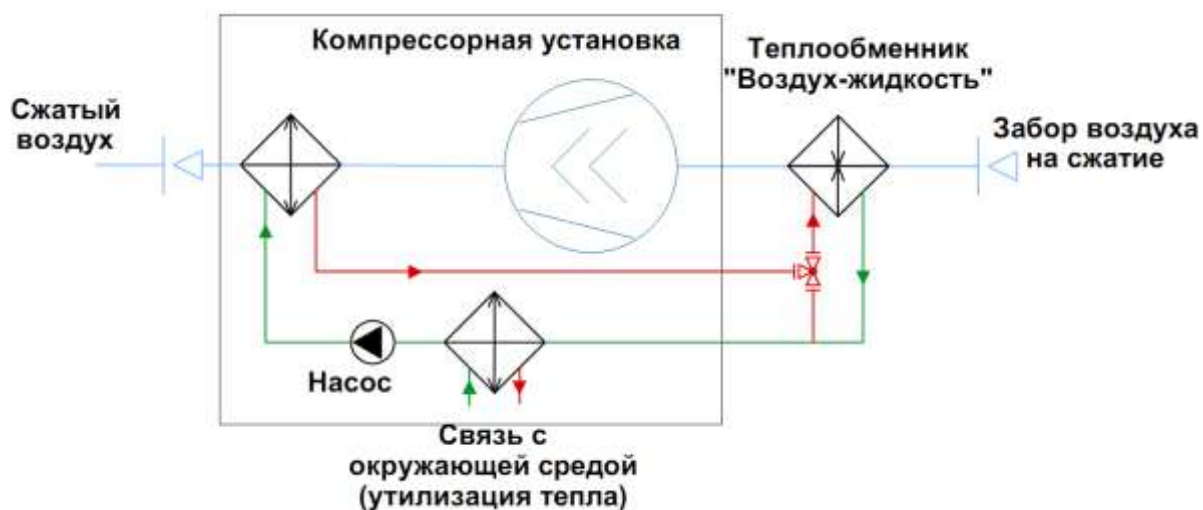


Рис. 7. Принципиальная схема жидкостной системы охлаждения.

В качестве подогревателя приточного воздуха могут быть использованы пластинчато-ребристые теплообменники типа «воздух-жидкость». Регулирование и поддержание оптимальной температуры $t_{вс}$ осуществляется трехходовым, управляющим клапаном.

Вторая технологическая задача связана с рекуперацией тепловой энергии компрессорной станции для целей регенерации адсорбентов адсорбционных осушителей сжатого воздуха. Осушители адсорбционного типа имеют широкое распространение, что обусловлено высокими требованиями к точке росы сжатого воздуха крупных промышленных предприятий (-40 С и даже -70С) и в первую очередь для северных районов страны. По своей конструкции, адсорбционный осушитель представляет собой две колонны, установленные вертикально на опорах или станине. Обе колонны осушителя заполнены адсорбентом. Осушители оснащены электронной системой управления с дисплеем, с помощью которой можно устанавливать режимы работы осушителя. Как правило, адсорбционный осушитель работает по таймеру, но есть модели, которые осуществляют переключение колонн между собой, основываясь на показаниях датчика, определяющего регенерационную способность адсорбента. Сам принцип работы адсорбционного осушителя заключается в следующем. Сжатый воздух поступает в одну из колонн адсорбционного осушителя, и адсорбент, которым наполнена колонна, поглощает в себя всю влагу, а осушенный воздух поступает дальше по пневматическим магистралям к потребителю. Спустя некоторое

время (в среднем оно составляет 4 часа), колонна, через которую проходил сжатый воздух, переключается на регенерацию для удаления влаги из адсорбента.

Наибольшее распространение для КУ большой производительности получили адсорбционные осушители с горячей регенерацией. Для регенерации обычно используется вентиляторный воздух, который подогревается внутри регенерируемого адсорбера, с помощью, установленных в нем нагревательных элементов. Недостаток данного способа заключается в том, что необходимо затрачивать дополнительную электроэнергию для нагрева потока воздуха. Принципиальная схема компрессорной установкой с адсорбционным осушителем использующим для регенерации тепловой энергии сжатия представлен на рис. 8.

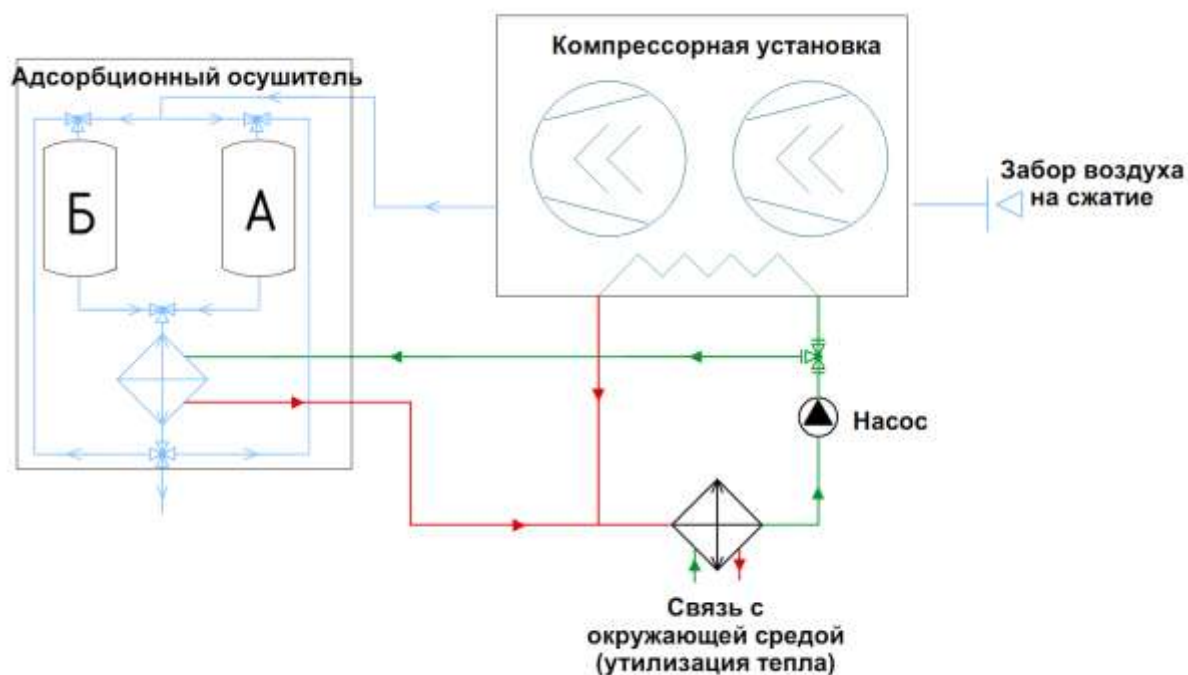


Рис. 8. Принципиальная схема охлаждения с использованием для регенерации тепловой энергии сжатия.

Тепловая мощность электрических нагревателей адсорбционных осушителей зависит от пропускной способности осушителя и времени цикла регенерации. Анализ технической литературы показал, что для реализации наиболее распространенного четырех часового цикла работы осушителей расходуется в среднем 40 кДж тепловой энергии на 1 кг потока сжатого воздуха. Пересчет на пропускную способность осушителя позволяет установить долю тепловой энергии сжатия, которая может быть использована на регенерацию адсорбционного осушителя:

$$\mu_{\text{рег}} = 40 * G_k / Q_E$$

где 40 (кДж/кг) – расходуется тепловой энергии на регенерацию адсорбента.

G_k – производительность компрессора, кг/с

Q_E – суммарные тепловыделения компрессорной установки, кВт.

Таким образом направления рекуперации тепловой энергии сжатия в центробежных компрессорных установках могут быть представлены долями в диаграмме от суммарного количества выделяемой тепловой энергии. (Рис. 9)

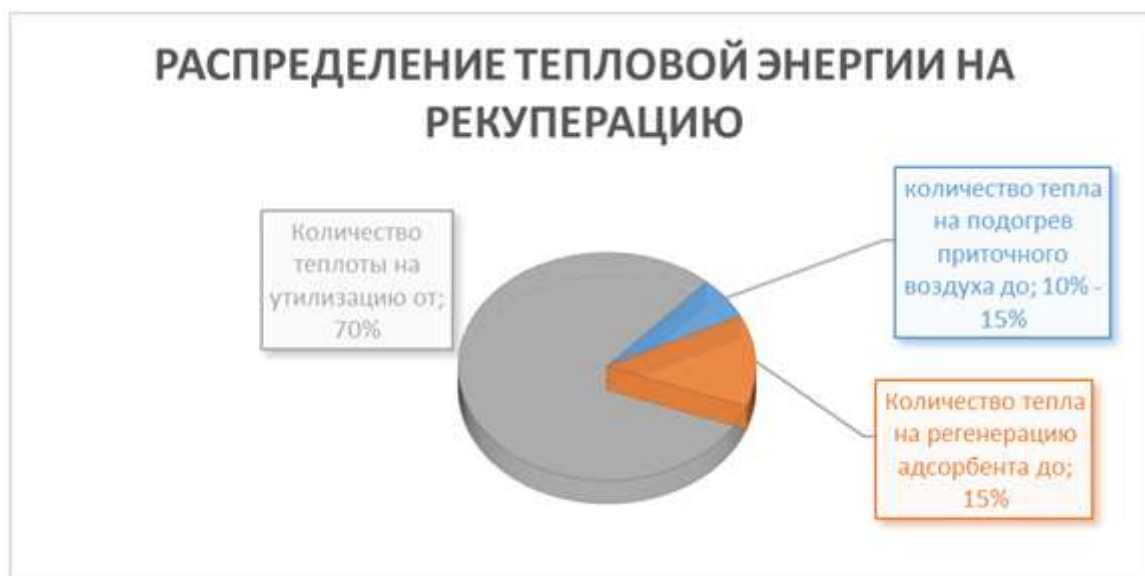


Рис. 9 Распределение тепловой энергии на рекуперацию.

Представленная на рис. 9 диаграмма обобщает первое направление поиска путей рекуперации тепловой энергии компрессорных станции: удовлетворение собственных технологических нужд. При этом не менее 70% тепловой энергии на этом уровне остается не востребованной и должна быть эффективно утилизирована в окружающей среде. Тем не менее потенциал остаточной тепловой энергии на этом шаге исследования достаточно велик.

Потенциал других путей рекуперации остаточной тепловой энергии КС посвящено достаточно большое количество публикаций. Однако, большинство из них рассчитывает частные случаи использования, такие как:

- Участие в системе отопления предприятия.
- Использование тепловой энергии КС в системе горячего водоснабжения предприятия с целью предварительного подогрева воды.
- Использование тепловой энергии КС для различных технологических нужд предприятия.

Проект КС с рекуперацией тепловой энергии в этих случаях должно быть глубоко интегрировано в проект всех инженерных систем предприятия:

- Технология
- Отопление и вентиляция
- Водоснабжение
- Автоматизация

В качестве примера рассмотрим вариант рекуперации тепловой энергии для целей отопления и вентиляции помещения самой компрессорной станции. В соответствии с требованиями СНиП помещение КС должно иметь систему дежурного отопления, обеспечи-

вающую поддержание температуры ниже $+5^{\circ}\text{C}$ при неработающем компрессорном оборудовании. Обеспечение комфортной температуры в помещении КС может быть решено recuperацией остающейся тепловой энергии после решения основных технологических задач. Принципиальная схема системы охлаждения КС с интегрированными теплообменными аппаратом, обеспечивающим дополнительное отопление помещения КС, представлен на рис. 10.

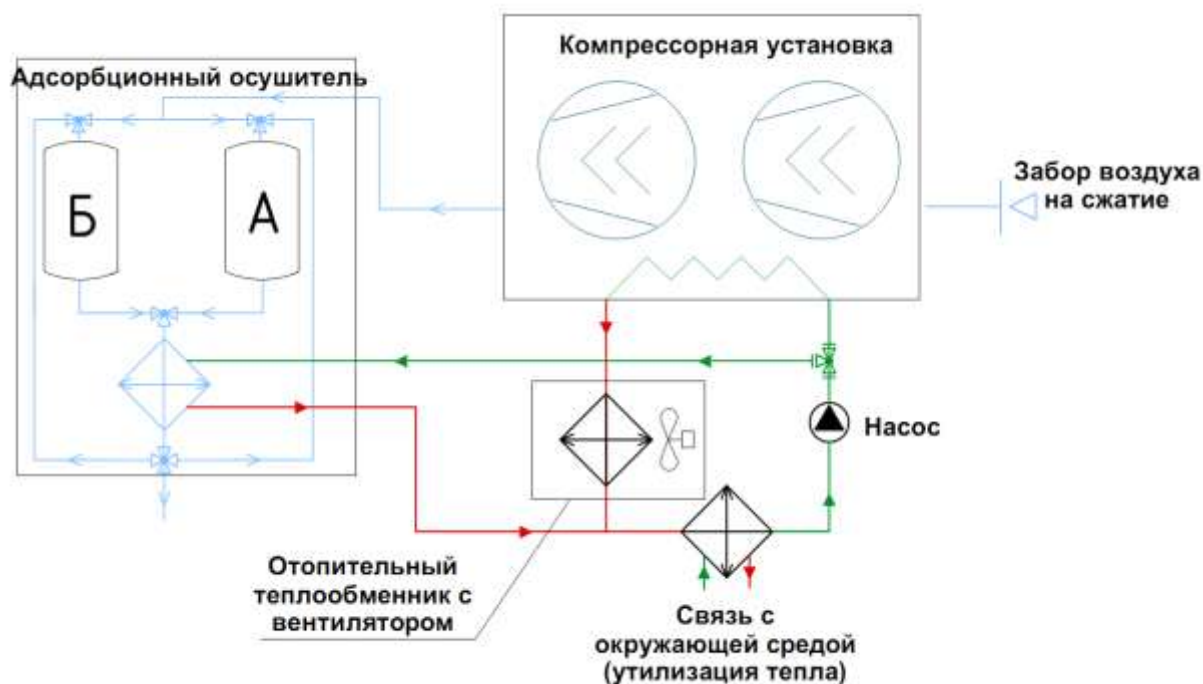


Рис. 10 Принципиальная схема системы охлаждения КС с интегрированными теплообменными аппаратом

Потенциальное количества тепловой энергии сжатия, которое возможно использовать для целей отопления по схеме на Рис. 10, согласно диаграмме (Рис. 9) достигает 70 %. Однако, такая тепловая мощность, как правило, является избыточной для помещения КС. Поэтому 5%-10% является максимально востребованными в данном случае. (Рис. 11)

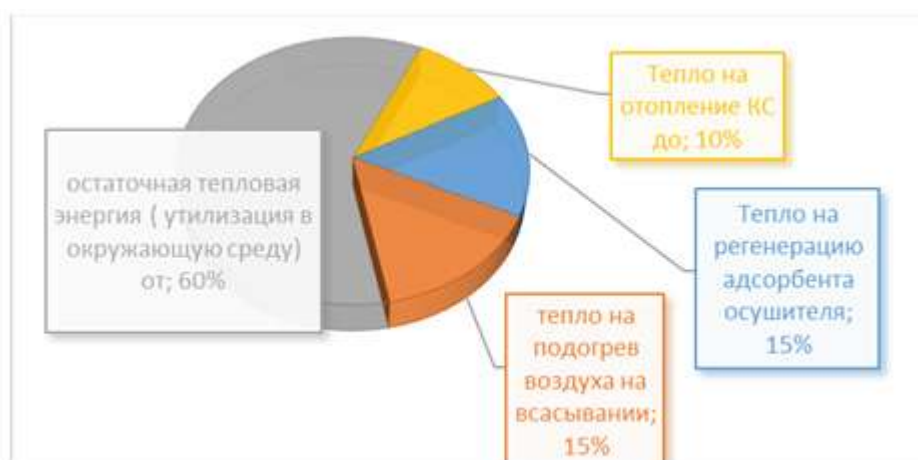


Рис.11 Распределение тепловой энергии для целей отопления и вентиляции помещения.

Заключение

В ходе работы проведенный энергетический анализ образования тепловой энергии в процессе компримирования воздуха. Показано, что около 95% электрической мощности привода компрессорных установок преобразуется в тепловую энергию. Температурный уровень образованной тепловой энергии зависит от степени сжатия воздуха и количества ступеней сжатия. Рассмотрены принципиальные схемы возможных технических решений по рекуперации тепловой энергии для решения внутренних технологических задач КС. Проведена долевая оценка рассмотренных технических решений в суммарном количестве тепловой энергии КС.

Список литературы

1. Дыскин Л.М., Осипов Ю.В. и др. Воздухоснабжение производственного предприятия. Нижний-Новгород: ННГАСУ, 2010. 52 с.
2. Александров А.А., Архаров А.М., Архаров И.А. и др. Теплотехника: учебник для вузов / под ред. Архарова А.М., Афанасьева В.Н. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 791 с.
3. Кузнецов Ю.В., Кузнецов М.Ю. Сжатый воздух. Екатеринбург: УрО РАН, 2007. 511 с.
4. Галеркин Ю.Б. Теория турбомашин. С.-Пб.: Машиностроение, 2006. 51 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя т.1 М. Машиностроение, 1999. 912 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя т.2 М. Машиностроение, 1999. 880 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя т.1 М. Машиностроение, 1999. 848 с.
8. Зуев А.В. Теория, расчет и конструирование компрессоров динамического действия. М., Машиностроение, 2003. 111 с.
9. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Технология компрессоростроения. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия. Л.: Машиностроение, 2008. 121 с.
10. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Книга по требованию, 2012. 466 с.
11. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры: учебное пособие. Спб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2008. 374 с.
12. Руководство по установкам сжатого воздуха. 3-е изд., перераб. и доп. Atlas Copco Compressor AB.

Centrifugal Compressor Unit-based Heat Energy Recovery at Compressor Stations

V.S. Shadrin^{1,*}, V.V. Kozlov¹

*shadrin@enecon.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: heat exchanger, compressed air, heating, heat transfer, design, turbocharger, cooling

About 95% of the electricity consumed by air compressor stations around the world, is transformed into thermal energy, which is making its considerable contribution to global warming. The present article dwells on the re-use (recovery) of energy expended for air compression.

The article presents the energy analysis of the process of compressing air from the point of view of compressor drive energy conversion into heat energy. The temperature level of excess heat energy has been estimated in terms of a potential to find the ways of recovery of generated heat. It is shown that the temperature level formed by thermal energy depends on the degree of air compression and the number of stages of the compressor.

Analysis of technical characteristics of modern equipment from leading manufacturers, as well as projects of the latest air compressor stations have shown that there are two directions for the recovery of heat energy arising from the air compression:

- Resolving technological problems of compressor units.
- The use of the excess heat generation to meet the technology objectives of the enterprise.

This article examines the schematic diagrams of compressor units to implement the idea of heat recovery compression to solve technological problems:

- Heating of the air in the suction line during operation of the compressor station in winter conditions.
- Using compression heat to regenerate the adsorbent in the dryer of compressed air.

The article gives an equity assessment of considered solutions in the total amount of heat energy of compressor station. Presented in the present work, the analysis aims to outline the main vectors of technological solutions that reduce negative impacts of heat generation of compressor stations on the environment and creating the potential for reuse of energy, i.e. its recovery.

References

1. Dyskin L.M., Osipov Yu.V. et al. *Vozdukhosnabzhenie proizvodstvennogo predpriyatiya* [Manufacturing facility air supply]. Nizhny-Novgorod, NNGASU Publ., 2010. 52 p. (In Russian).
2. Aleksandrov A.A., Arkharov A.M., Arkharov I.A. et al. *Teplotekhnika* [Thermal engineering]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2011. 791 p. (In Russian).
3. Kuznetsov Yu.V., Kuznetsov M.Yu. *Szhatyy vozdukh* [Compressed air]. Ekaterinburg, UrO RAN Publ., 2007. 511 p. (In Russian).
4. Galerkin Yu.B. *Teoriya turbomashin* [Turbomachines theory]. Saint-Petersburg, Mashinostroenie Publ., 2006. 51 p. (In Russian).
5. Anur'yev V.I. *Spravochnik konstruktora – mashinostroitel'ya. T.1* [Reference book for mechanic engineering designer. Vol.1]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1999. 912 p. (In Russian).
6. Anur'yev V.I. *Spravochnik konstruktora – mashinostroitel'ya. T.2* [Reference book for mechanic engineering designer. Vol.2]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1999. 880 p. (In Russian).
7. Anur'yev V.I. *Spravochnik konstruktora – mashinostroitel'ya. T.3* [Reference book for mechanic engineering designer. Vol.3]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1999. 848 p. (In Russian).
8. Zuev A.V. *Teoriya, raschet i konstruirovaniye kompressorov dinamicheskogo deystviya* [Volume compressor theory, calculation and designing]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003. 111 p. (In Russian).
9. Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. *Tekhnologiya kompressorostroeniya. Teoriya, raschet i konstruirovaniye kompressorov mashin dinamicheskogo deystviya* [Compressor manufacturing technology. Volume compressor machines theory, calculation and designing]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 2008. 121 p. (In Russian).
10. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Liquid resistances guide]. Moscow, Kniga po trebovaniyu Publ., 2012. 466 p. (In Russian).
11. Galerkin Yu.B., Kozachenko L.I. *Turbokompressory* [Turbo compressors]. Saint-Petersburg, SPBPU Publ., 2008. 374 p. (In Russian).
12. *Rukovodstvo po ustanovkam szhatogo vozdukh* [Compressed air installations guide]. Atlas Copco Compressor AB. (In Russian).